

文章编号:1673-5005(2012)02-0163-05

## 不同波纹比例新型板式换热器的传热、阻力特性及焓分析

郭春生, 程林, 杜文静

(山东大学热科学与工程研究中心, 山东 济南 250061)

**摘要:**通过三维CFD数值模拟软件ANSYS-CFX模拟优化4种波纹板式换热器,计算区域为1-1程的三流道板式换热器包括进出口段和倒流区段。数值计算结果表明, $\Phi=60^\circ$ 的新型板式换热器比 $\Phi=60^\circ$ 的人字形板式换热器的努塞尔数高约15%,摩擦阻力系数低约10%,综合性能提高约20%,其中波纹比例系数为3:1的板片的综合性能最优。

**关键词:**板式换热器; 传热; 阻力; 焓损失

中图分类号:TK 124

文献标志码:A

doi:10.3969/j.issn.1673-5005.2012.02.028

## Heat transfer and resistance characteristics and exergy analysis of new-type plate heat exchanges with different corrugation ratios

GUO Chun-sheng, CHENG Lin, DU Wen-jing

(Institute of Thermal Science and Technology, Shandong University, Jinan 250061, China)

**Abstract:** Four kinds of corrugated plate heat exchangers (PHE) were simulated applying three-dimensional CFD software—ANSYS-CFX. Three-flows plate heat exchanger whose computational domain is 1-1 process, includes import and export segment and reflux section. The results from numerical simulations show that Nusselt number of the working fluid in new-type PHE with  $\Phi=60^\circ$ , compared with the chevron-type one, is increased by 15%, the flow resistance is decreased by 10%, and the performance evaluation criteria is increased by 20%. The plate with corrugation ratio of 3:1 is better than any other type.

**Key words:** plate heat exchanger; heat transfer; resistance; exergy loss

板式换热器广泛应用于传热通风、能源等众多领域。随着能源需求的不断增大,节能成为影响国民经济发展的关键问题,板式换热器作为换热元件之一在使用过程中能源耗费很高,所以现在板式换热器的优化设计中,更加注重焓分析和节能问题。换热器的优化设计主要分为两类;一类是基于热力学第一定律;另外一类基于热力学第二定律。最近十年基于熵产原理的优化换热器方法越来越普遍地被采用,并且形成了一系列的优化标准,但这些标准还没能形成完整的体系,都有着自身的应用特点和局限性。Yilmaz<sup>[1]</sup>等人对这些不同标准的相互关系做了简要概述,但仍然存在诸多问题亟待解决。熵产最小化原理优化换热器的方法应用比较广泛,其

最早由Bejan<sup>[2,4]</sup>提出;之后Vargas<sup>[5]</sup>等人在此基础上提出一种优化逆流管壳式换热器方法;R. Tugrul Ogulata等<sup>[6]</sup>又通过解析和试验数据的对比分析,验证其在板式换热器中的应用可行。众所周知,熵产最小化原理存在熵产悖论,为了避免熵产悖论,改进熵产最小化原理<sup>[4]</sup>被提出;之后Durmus<sup>[7]</sup>等人提出另一种避免熵产悖论的方法——焓损失率法,并且试验研究了3种不同形式(平板、波纹板和星状板)、单程、平行逆流板式换热器的传热、阻力和焓损失情况。笔者采用数值模拟方法,基于热力学第一定律和第二定律两类优化原理对新型板式换热器进行优化设计,并分析对比两类原理的优化结果。

收稿日期:2011-10-22

基金项目:国家“973”计划项目(2007CB206900);国家自然科学基金青年科学基金项目(51106090)

作者简介:郭春生(1983-),男(汉族),黑龙江绥芬河人,博士研究生,主要从事板式换热器的研究。

### 1 计算模型及其数学描述

板片模型参考瑞典 ALFA LAVAL 公司 M6 型板片的外形尺寸。根据波纹尺寸比例关系不同,构建 4 种不同形式波纹板片,其板片和波纹参数见表 1。由表 1 可以看出:波纹比例系数为 1:1(1\*板片)的换热器属于小波距传统人字形板片式换热器;随着比例系数增加构建了 2:1(2\*板片)、3:1(3\*板片)和

4:1(4\*板片)型板片,而当波纹比例增加到无限大时板片又成为与 1\*完全相同的形式。由此可以研究新型板式换热器与传统人字形板片式换热器的性能差别,同时得到新型板式换热器具有更优越性能的波纹比例参数。图 1 为数值计算模型,其为 1-1 程、逆流板式换热器,计算区域包括 3 个流道(中间为冷流体,两侧为热流体)、进出口段和流体分配区段,流动方式为逆流,两股热流体并联流动。

表 1 板式换热器板片几何尺寸

Table 1 Geometric dimensions of plates of PHE

入口直径 $D_p/mm$	板片宽 $L_{h1}/mm$	横向角孔中 心距 $L_{h2}/mm$	纵向角孔中 心距 $L_{v1}/mm$	板片中部 长度 $L_{v2}/mm$	板片厚度 $\Delta b/mm$	波纹倾斜 角 $\Phi/(^\circ)$	波距 $s/mm$	波高 $b/mm$	大小波纹比 例系数 $k$
55.4	190	140	640	410	0.6	60	7	3	1:1
55.4	190	140	640	410	0.6	60	21	3	2:1
55.4	190	140	640	410	0.6	60	16.36	3	3:1
55.4	190	140	640	410	0.6	60	14	3	4:1

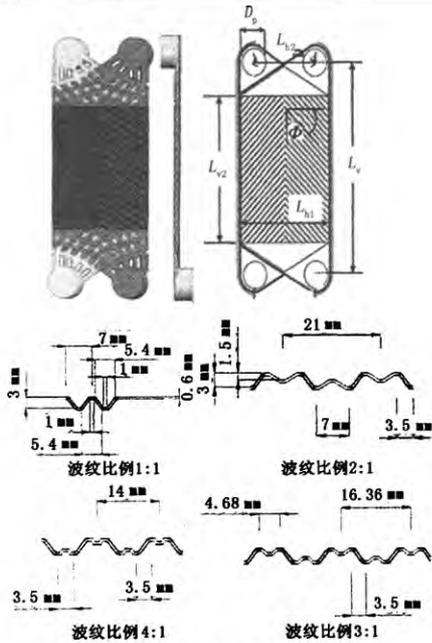


图 1 板式换热器物理模型

Fig. 1 Physical model of double chevron-type PHE

计算采用三维模拟软件 ANSYS CFX 13.0。模拟首先采用对传热面实施加密处理的非结构化四面体网格,而后在接近传热面附近拉伸三层边界层网格,同时考虑壁面厚度导热和流体与固体耦合传热,交界面网格链接方式选择 GGI 链接。考虑网格独立性问题,选择 4 套网格进行验证,其结果见图 2。确定网格数约为 1650 万,节点数约为 350 万。

计算采用 RNG  $k-\epsilon$  湍流模型,则换热器内流动和换热控制方程组<sup>[8-9]</sup>如下:

质量流量连续方程为

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0. \tag{1}$$

式中,  $u, v, w$  为流动速度分量,  $m/s$ 。

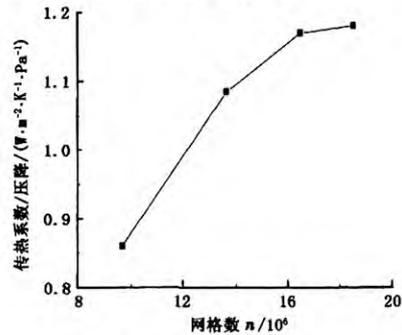


图 2 网格独立性验证

Fig. 2 Independent of mesh

动量守恒方程为

$$\begin{aligned} \rho \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \\ \rho \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \\ \rho \left( u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) &= -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right). \end{aligned} \tag{2}$$

式中,  $\rho$  为流体密度,  $kg \cdot m^{-3}$ ;  $p$  为压力,  $Pa$ ;  $\mu$  为动力黏度,  $Pa \cdot s$ 。

能量方程为

$$u \frac{\partial t}{\partial x} + v \frac{\partial t}{\partial y} + w \frac{\partial t}{\partial z} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right). \tag{3}$$

式中,  $a$  为热扩散系数,  $m^2 \cdot s^{-1}$ 。

用以上方程描述湍流流动时,  $u, v, w, p, t$  等代表相应脉动物理量的瞬时值。

流体入口采用速度入口边界条件,出口采用压力出口边界(静压为0)条件,流道交界面设为换热面,其余各面设为绝热壁面边界条件。

## 2 计算结果及其分析

### 2.1 传热、阻力特性分析

图3为努塞尔数( $Nu_0=7.54$ )、摩擦阻力系数( $f_0=96/Re$ )及强化传热综合性能指数随雷诺数  $Re$  的变化曲线。人字形板片的结果来自 Muley<sup>[10]</sup> 提出的经验公式。从图3(a)可以看出,4种板式换热器

的努塞尔数在  $Re=1000\sim 6000$  内,比 Muley 的人字形板式换热器试验结果高出约 10%~20%。4种板片相比,1°板片的努塞尔数最大,2°板片最小,3°和4°居中。1°板片由于其波纹法向节距仅为其他板片的一半或更小,构成的流通道变化频繁,对流体扰动更加强烈,因此具有较好的传热特性;2°板片则是因为其波纹法向节距最大,其换热则相对较差。但是,4种板片的触点是普通人字形板式换热器的4倍,触点附近形成更多的漩涡增强了换热,从而比普通入字形板片换热效果更好。

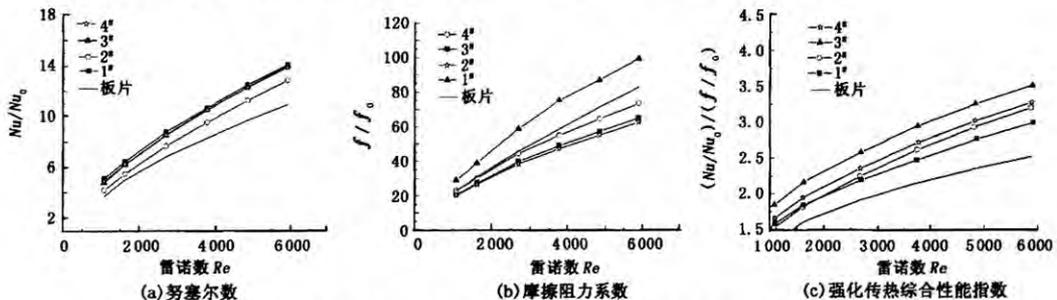


图3 努塞尔数、摩擦阻力系数及强化传热综合性能指数随雷诺数  $Re$  变化

Fig. 3 Variation of  $Nu$ ,  $f$  and  $P_{EC}$  with  $Re$

从图3(b)可以看出,在  $Re=1000\sim 6000$  内,2°、3°和4°板片摩擦因子比 Muley 的  $\Phi=60^\circ$  人字形板式换热器试验结果低 5%~20%;1°板片比 Muley 的人字形板式换热器试验结果高出 15%左右。1°板片波距大约是 Muley 试验板片波距的一半,更小的波距使之具有更好的传热效果,但其阻力也非常大;2°、3°和4°板片都是由大小波纹共同构成,小波纹的存在有效抑制大漩涡的产生,从而降低了流动阻力。

从图3(c)可以看出,4种板式换热器的同功耗换热强化指数比 Muley 的人字形板式换热器试验结果高 15%~25%。1°板片为小波距的传统人字形板片,其与 Muley 试验的强化传热综合性能评价指标相近。而由大小波纹共同组成的2°、3°和4°板片的强化传热综合性能指数要高出 20%以上。此外2°、3°和4°板片相比,3°板片的强化传热综合性能指数最大,说明大小波纹比例为 3:1 时,其综合性能更好。当大小波纹比例继续增加,小波纹越来越小,比例系数无限大时,板片再次形成 1°板片的形式。3°板片的强化传热综合性能高于 4°板片的,从另一个方面说明,新型板式换热器与传统人字形板式换热器相比具有更优越的性能。

### 2.2 流场和温度场分析

图4为  $Re=3127$  的 3°板式换热器的冷流道内介

质的流线图,图像是具有三维效果的曲线。如图所示,冷流体从左侧入口进入换热器,流体呈螺旋状沿壁面流动,流道内两股流体交汇处产生螺旋流或者漩涡,正是由于这些漩涡的存在使新型板式换热器的换热得到增强,但漩涡也会增加流体的沿程阻力。

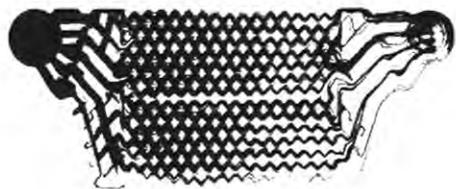


图4 3°板式换热器流线

Fig. 4 Streamline of No. 3 PHE

图5为  $Re=3127$  的 3°板式换热器的冷流体速度矢量。从图5可以看出,其流动状态与人字形板式换热器的交叉流相似(流体沿板片一侧的沟槽内流动,到达触点附近后,反射到板片另一侧的沟槽内继续流动)。

图6、7分别为  $Re=3127$  的 3°板片的温度场和热流分布。颜色由浅至深表示热流从小到大变化。从图中可以看出,在板片触点附近的温度和热流较大,真正出现温度和热流较大的位置为搭接的两个板片的大小波纹之间,而不是两个大波纹或者小波

纹处。这是因为两个大波纹之间存在4个小波纹,从而不容易形成漩涡,两个小波纹之间距离相对较大,也不易形成漩涡,而大小波纹之间最易形成漩涡,因此其温度高,热流大。

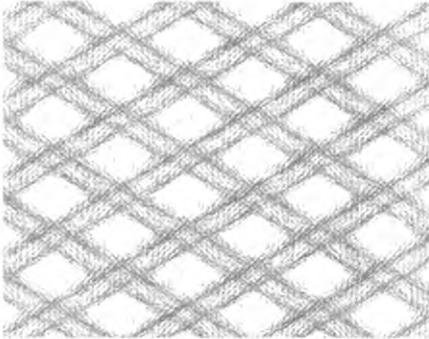


图5 3#板式换热器冷流体速度矢量分布  
Fig.5 Velocity vector of cold flow in No.3 PHE

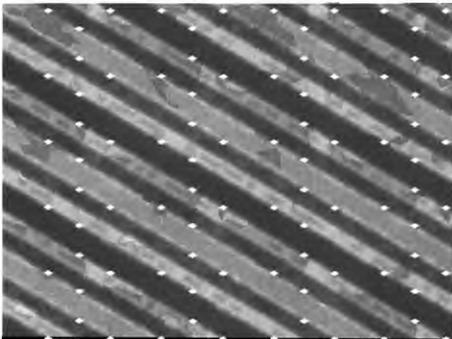


图6 3#板片的温度分布  
Fig.6 Temperature field of No.3 PHE



图7 3#板片的热流分布  
Fig.7 Heat flux of No.3 PHE

2.3 不同波纹比例换热器的熵分析

在开口系统稳态状况下熵损失率表示为  
 $E = T_e S_{irr} = T_e [m_c (S_{c,o} - S_{c,i}) + m_h (S_{h,o} - S_{h,i})]$ .

式中,  $T_e$  为环境温度, K;  $S_{irr}$  为系统熵产率,  $W \cdot K^{-1}$ ;  $m_c$  为冷流体流量,  $kg \cdot s^{-1}$ ;  $m_h$  为热流体流量,  $kg \cdot s^{-1}$ ;  $S_{c,o}$ 、 $S_{c,i}$  分别为冷流体出口、入口单位熵产率,  $W \cdot K^{-1}$ ;  $S_{h,o}$ 、 $S_{h,i}$  分别为热流体出口、入口单位熵产率,  $W \cdot K^{-1}$ 。

若流体体积一定,有

$$dS = \int \frac{dQ}{T} = \int \frac{du + p dv}{T} = \int \frac{cdT}{T}$$

因换热器是绝热的,所以熵产率为

$$S_{irr} = C_h \ln(T_{h,o}/T_{h,i}) + C_c \ln(T_{c,o}/T_{c,i}),$$

其中

$$C_h = m_h c_p, C_c = m_c c_p.$$

式中,  $C_h$ 、 $C_c$  分别为热流体、冷流体热容率,  $W \cdot K^{-1}$ 。

因为从 5 °C 和 95 °C 的  $c_p$  相差只有 0.12%, 所以  $c_p$  取恒定值为  $4182 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ 。

熵损失率为

$$E = T_e (C_h \ln(T_{h,o}/T_{h,i}) + C_c \ln(T_{c,o}/T_{c,i})).$$

对于流体上式包含由压降引起的熵损失。

图 8 为 4 种不同波纹比例板式换热器的熵损失率随冷流体流量的变化曲线。由图 8 可以发现, 随着冷流体流量的增加, 板式换热器的熵损失率不断增加, 同时相同流量下 3# 板式换热器的熵损失率最小, 1# 板式换热器的熵损失率最大, 其他介于二者之间。说明在相同的冷水流量下波纹比例系数为 3:1 的板式换热器的熵损失最少, 产生的不可逆损失最少。

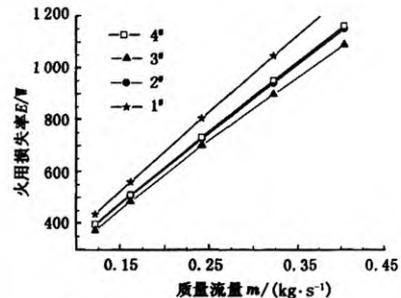


图8 熵损失率随冷水流量的变化  
Fig.8 Variation of E with water flow rate

图 9 为 4 种板式换热器的熵损失率随总泵功的变化曲线。由图 9 可以发现, 随着总泵功的增加, 板式换热器的熵损失率不断增加, 4 种板式换热器相比, 3# 板式换热器熵损失率最小, 比 1#、2#、4# 换热器的平均熵损失分别低 16.2%、5.7% 和 4.9%, 说明波纹比例系数为 3:1 的板式换热器在相同换热热量下

运行能耗最小,性能最优。

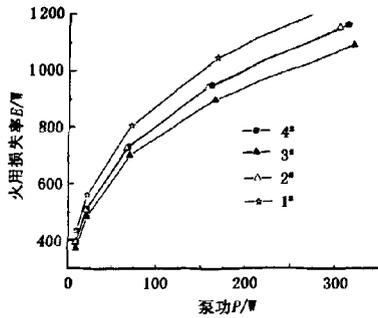


图9 焓损失率随总泵功的变化

Fig.9 Variation of  $E$  with total pumping power

基于热力学第一定律的换热器优化设计方法如强化传热综合评价指数中注重提高换热器的强化传热能力,虽然可以相对有效地降低换热器的成本,但牺牲了换热器的性能<sup>[11]</sup>。而基于热力学第二定律的换热器优化设计方法如焓损失率法,注重的是换热器运行过程中有用能损失的减少,主要考虑换热器的性能。结合图3和图9可以发现,3°板式换热器在两种评价标准下都表现出优越的性能,说明其不但具有优越的传热能力,同时其运行能耗也较小。同时还可以发现在强化传热综合评价标准中2°板式换热器的综合性能比4°换热器的低约5%,但在焓损失率评价标准中2°板式换热器略高于4°的,这说明换热器强化传热能力强并不表示其运行过程中有用能损失小,因此需要降低有用能损失的换热器的优化设计应以焓损失为优化目标。对于需要提高换热能力的换热器优化设计应以强化换热综合评价指数为优化目标。

### 3 结论

(1) 在相同雷诺数的条件下,新型板式换热器传热效果要好于传统的人字形板片结构,阻力也小于传统人字形板片结构。

(2) 随着波纹比例系数增加4种板式换热器的综合性能呈现先增加后减小的趋势,比例系数为3:1的新型板式换热器综合性能指标最优,比其他

波纹比例系数板式换热器综合性能高15%~25%。

(3) 比例系数为3:1的新型板式换热器在相同泵功下焓损失最少,运行成本最低。

(4) 不同波纹比例的新型板式换热器的第一定律及第二定律分析结果有效地验证了新型板式换热器的性能高于传统人字形板式换热器。

### 参考文献:

- [1] YILMAZ M, SARA ON, KARSL S. Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis [J]. *Exergy Int J*, 2001, 1(4): 278-294.
- [2] BEJAN A. Entropy generation through heat and fluid flow [M]. New York: Wiley, 1982.
- [3] BEJAN A. Entropy generation minimization [M]. New York: CRC Press, 1995.
- [4] BEJAN A. A study of entropy generation in fundamental control system [J]. *Trans ASME J Heat Transfer*, 1979 (101): 718-725.
- [5] VARGAS JVC, BEJAN A, SIEMS DL. Integrative thermodynamic optimization of the cross flow heat exchanger for an aircraft environmental control system [J]. *Trans ASME*, 2001(123): 760-769.
- [6] TUGRUL R Ogulata, FÜSUN Doba, TUNCAY Yilmaz. Irreversibility analysis of cross flow heat exchangers [J]. *Entropy Converts Manage*, 2000(41): 1585-1599.
- [7] DUMUS A, BENLI H, KURTBAS I, et al. Investigation of heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers having different surface profiles [J]. *Int J Heat Mass Transfer*, 2009(52): 1451-1457.
- [8] 陶文铨. 数值传热学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2001: 488-490.
- [9] WESSELING P. Principles of computational fluid dynamics [M]. Berlin: Springer, 2001: 9-21.
- [10] MULEY A. Heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers [D]. Cincinnati: University of Cincinnati, 1997.
- [11] GUO J F, XU M T, CHENG L. The application of field synergy number in shell-and-tube heat exchanger optimization design [J]. *Appl Energ*, 2009(86): 2079-2087.

(编辑 沈玉英)